

CONTROL DEVICE FOR CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION FOR VEHICLE

Patent number: JP2001330145

Publication date: 2001-11-30

Inventor: TANIGUCHI KOJI; KONO KATSUMI; MATSUO KENJI;
YASUE HIDEKI; TAMURA TADASHI; INOUE DAISUKE;
YAMAMOTO YOSHIKI; KONDO HIROKI; HATTORI
TAKEHITO; SAYO SHOICHI

Applicant: TOYOTA MOTOR CORP

Classification:

- international: F16H61/18; F16H59/40; F16H59/42; F16H59/54;
F16H63/06

- european: F16H61/662H2; F16H61/662K

Application number: JP20000151301 20000523

Priority number(s): JP20000151301 20000523

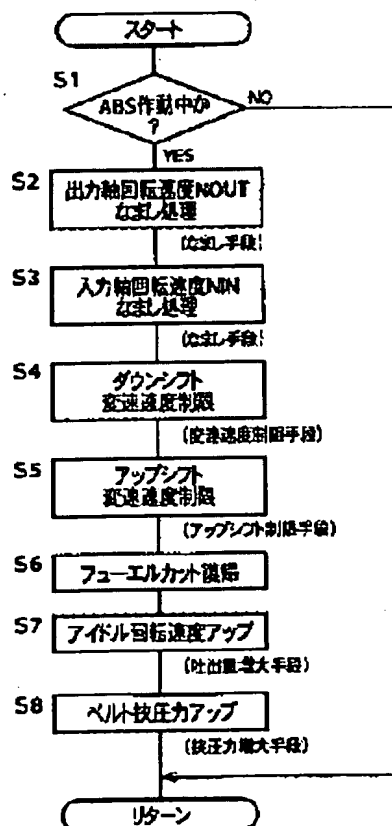
Also published as:

EP1158215 (A2)
US6459978 (B2)
US2001049574 (A1)

Report a data error here

Abstract of JP2001330145

PROBLEM TO BE SOLVED: To suppress generation of an awkward feeling due to a change of variable speed ratio of a belt type continuously variable transmission according to action in an ABS(antilock brake system) by a simple method without using an estimated car body speed and more surely prevent generation of a belt slip due to a fluctuation of inertia torque according to action of the ABS. **SOLUTION:** When an ABS is operated, variable speed control of a continuously variable transmission is performed by moderating control of both output/input shaft rotational speeds, (S2, S3) and an up-shift is inhibited (S5) and a variable speed change of a down-shift is limited (S4). By increasing an idling rotational speed of an engine, a delivery amount of a mechanical oil pump generating an oil pressure necessary for variable speed control and belt holding is increased (S7) and a belt holding pressure is increased (S8).



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号
特開2001-330145
(P2001-330145A)

(43) 公開日 平成13年11月30日 (2001. 11. 30)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テーマコード* (参考)
F 1 6 H 61/18		F 1 6 H 61/18	3 J 5 5 2
// F 1 6 H 59: 40		59: 40	
59: 42		59: 42	
59: 54		59: 54	
63: 06		63: 06	

審査請求 未請求 請求項の数 8 O L (全 12 頁)

(21) 出願番号 特願2000-151301(P2000-151301)

(22) 出願日 平成12年5月23日 (2000. 5. 23)

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 谷口 浩司

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 河野 克己

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(74) 代理人 100085361

弁理士 池田 治幸 (外2名)

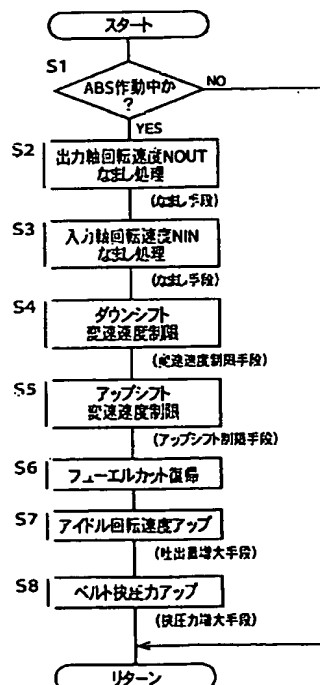
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用無段変速機の制御装置

(57) 【要約】

【課題】 ABS (アンチロックブレーキシステム) の作動に伴ってベルト式無段変速機の変速比が増減してぎくしゃく感が生じることを、推定車体速度を用いることなく簡便な手法で抑制するとともに、ABSの作動に伴うイナーシャトルクの変動に起因してベルト滑りが生じることを一層確実に防止する。

【解決手段】 ABSの作動時には、出力軸回転速度および入力軸回転速度の両方をなまし処理して無段変速機の変速制御を行う (S2、S3) とともに、ダウンシフトの変速速度を制限し (S4)、アップシフトを禁止する (S5)。また、エンジンのアイドル回転速度を上昇させることにより、変速制御やベルト挟圧に必要な油圧を発生させる機械式オイルポンプの吐出量を増大させる (S7) とともに、ベルト挟圧力を増大する (S8)。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 走行用の動力源と駆動輪との間の動力伝達経路に配設され、該動力源側の入力軸回転速度と該駆動輪側の出力軸回転速度との変速比を連続的に変化させることができる無段変速機と、

予め定められた変速条件に従って前記無段変速機の変速比を制御する変速制御装置と、

を有する車両用無段変速機の制御装置において、制動時に前記駆動輪がロックしないように制動力を制御するアンチロックブレーキシステムの作動時には、前記変速制御装置による前記変速比の制御に際して前記入力軸回転速度および前記出力軸回転速度の少なくとも一方をなまし処理するなまし手段を設けたことを特徴とする車両用無段変速機の制御装置。

【請求項2】 走行用の動力源と駆動輪との間の動力伝達経路に配設され、該動力源側の入力軸回転速度と該駆動輪側の出力軸回転速度との変速比を連続的に変化させることができる無段変速機と、

予め定められた変速条件に従って前記無段変速機の変速比を制御する変速制御装置と、

を有する車両用無段変速機の制御装置において、制動時に前記駆動輪がロックしないように制動力を制御するアンチロックブレーキシステムの作動時には、前記変速制御装置によるアップシフトを制限するアップシフト制限手段を設けたことを特徴とする車両用無段変速機の制御装置。

【請求項3】 一對のプーリに巻き掛けられて摩擦力により動力伝達を行う伝動ベルトを有して走行用の動力源と駆動輪との間の動力伝達経路に配設され、該動力源側の入力軸回転速度と該駆動輪側の出力軸回転速度との変速比を連続的に変化させることができるベルト式の無段変速機と、

油圧により前記プーリの溝幅を変化させて前記無段変速機の変速比を制御する変速制御装置と、

油圧により前記プーリが前記伝動ベルトを挟圧するベルト挟圧力を制御する挟圧力制御装置と、

前記無段変速機の変速比を制御するための油圧、および前記ベルト挟圧力を制御するための油圧を発生させるオイルポンプと、

を有する車両用無段変速機の制御装置において、車両の急減速時に前記オイルポンプの吐出量を増大させる吐出量増大手段を設けたことを特徴とする車両用無段変速機の制御装置。

【請求項4】 前記走行用の動力源は、燃料の燃焼により駆動力を発生する内燃機関で、前記オイルポンプは、前記内燃機関によって回転駆動される機械式ポンプで、

前記吐出量増大手段は、前記内燃機関のアイドル回転速度を上昇させて前記オイルポンプの吐出量を増大させるものであることを特徴とする請求項3に記載の車両用無

段変速機の制御装置。

【請求項5】 前記吐出量増大手段によって前記オイルポンプの吐出量が増大させられる前記急減速時は、制動時に車輪がロックしないように制動力を制御するアンチロックブレーキシステムの作動時であることを特徴とする請求項3または4に記載の車両用無段変速機の制御装置。

【請求項6】 前記無段変速機は、一對のプーリに巻き掛けられて摩擦力により動力伝達する伝動ベルトを有するベルト式のもので、

前記プーリが前記伝動ベルトを挟圧するベルト挟圧力を制御する挟圧力制御装置と、

制動時に車輪がロックしないように制動力を制御するアンチロックブレーキシステムの作動時には、前記挟圧力制御装置によって制御される前記ベルト挟圧力を増大させる挟圧力増大手段と、

を有することを特徴とする請求項1～5の何れか1項に記載の車両用無段変速機の制御装置。

【請求項7】 制動時に車輪がロックしないように制動力を制御するアンチロックブレーキシステムの作動時には、前記変速制御装置によって制御される前記無段変速機の変速比の変化速度を遅くする変速速度制限手段を有することを特徴とする請求項1～6の何れか1項に記載の車両用無段変速機の制御装置。

【請求項8】 前記走行用の動力源と前記駆動輪との間の動力伝達が遮断される遮断時には、該走行用の動力源と該駆動輪との間で動力伝達が行われる動力伝達時に比較して、前記無段変速機の変速比の変化速度の制限が小さいことを特徴とする請求項7に記載の車両用無段変速機の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は車両用無段変速機の制御装置に係り、特に、アンチロックブレーキシステムの作動時における無段変速機の制御に関するものである。

【0002】

【従来の技術】(a) 走行用の動力源と駆動輪との間の動力伝達経路に配設され、その動力源側の入力軸回転速度と駆動輪側の出力軸回転速度との変速比(=入力軸回転速度/出力軸回転速度)を連続的に変化させることができる無段変速機と、(b) 予め定められた変速条件に従って前記無段変速機の変速比を制御する変速制御装置と、(c) 制動時に前記駆動輪がロックしないように制動力を制御するアンチロックブレーキシステム(ABS)と、を有する車両が知られている。特開平6-156121号公報に記載の車両はその一例で、ABS作動時には車速(車輪速度;出力軸回転速度に対応)でなく推定車体速度に基づいて変速制御を行うことにより、ABSによる車輪速度の増減変化に起因して無段変速機の変速比が

増減変化し、ぎくしゃく感(変速ショック)が生じることを抑制するようになっている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記推定車体速度はABSによって算出されるため、無段変速機用の制御装置とABSとの間の通信線本数が増加するとともに通信機能付きCPUの採用などで、装置が複雑で且つ高価になるという問題があった。

【0004】一方、ABS作動時の無段変速機の変速比の増減変化を抑制しても、出力軸回転速度(車輪速度)の増減変化に伴って走行用動力源などのイナーシャトルクが無段変速機に作用するため、摩擦力を介して動力伝達するベルト式無段変速機においてはベルト滑りを生じる恐れがあり、ベルト挟圧力を高くして摩擦力を増大させることが例えば特開平11-44359号公報で提案されているが、変速制御や挟圧力制御を油圧で行っている無段変速機において変速時に作動油が消費される場合、十分なベルト挟圧力を確保できない可能性があった。例えば、走行用動力源によって回転駆動される機械式のオイルポンプで油圧を発生させている場合、車速低下に伴って回転速度、更には吐出量が低下すると、作動油が不足して十分なベルト挟圧力が得られなくなる可能性がある。作動油不足を回避するために無段変速機の変速比の変化速度(変速速度)を遅くすることが考えられるが、その場合は、車両停止時までには所定の停止時変速比、通常は最大変速比まで戻すことができなくなる可能性がある。

【0005】本発明は以上の事情を背景として為されたもので、その目的とするところは、ABSの作動に伴って無段変速機の変速比が増減してぎくしゃく感が生じることを、推定車体速度を用いることなく簡便な手法で抑制するとともに、ABSの作動に伴うイナーシャトルクの変動に起因してベルト滑りが生じることを一層確実に防止することにある。

【0006】

【課題を解決するための手段】かかる目的を達成するために、第1発明は、(a) 走行用の動力源と駆動輪との間の動力伝達経路に配設され、その動力源側の入力軸回転速度と駆動輪側の出力軸回転速度との変速比を連続的に変化させることができる無段変速機と、(b) 予め定められた変速条件に従って前記無段変速機の変速比を制御する変速制御装置と、を有する車両用無段変速機の制御装置において、(c) 制動時に前記駆動輪がロックしないように制動力を制御するアンチロックブレーキシステムの作動時には、前記変速制御装置による前記変速比の制御に際して前記入力軸回転速度および前記出力軸回転速度の少なくとも一方をなまし処理するなまし手段を設けたことを特徴とする。

【0007】第2発明は、(a) 走行用の動力源と駆動輪との間の動力伝達経路に配設され、その動力源側の入力

軸回転速度と駆動輪側の出力軸回転速度との変速比を連続的に変化させることができる無段変速機と、(b) 予め定められた変速条件に従って前記無段変速機の変速比を制御する変速制御装置と、を有する車両用無段変速機の制御装置において、(c) 制動時に前記駆動輪がロックしないように制動力を制御するアンチロックブレーキシステムの作動時には、前記変速制御装置によるアップシフトを制限するアップシフト制限手段を設けたことを特徴とする。

【0008】第3発明は、(a) 一對のプーリに巻き掛けられて摩擦により動力伝達を行う伝動ベルトを有して走行用の動力源と駆動輪との間の動力伝達経路に配設され、その動力源側の入力軸回転速度と駆動輪側の出力軸回転速度との変速比を連続的に変化させることができるベルト式の無段変速機と、(b) 油圧により前記プーリの溝幅を変化させて前記無段変速機の変速比を制御する変速制御装置と、(c) 油圧により前記プーリが前記伝動ベルトを挟圧するベルト挟圧力を制御する挟圧力制御装置と、(d) 前記無段変速機の変速比を制御するための油圧、および前記ベルト挟圧力を制御するための油圧を発生させるオイルポンプと、を有する車両用無段変速機の制御装置において、(e) 車両の急減速時に前記オイルポンプの吐出量を増大させる吐出量増大手段を設けたことを特徴とする。

【0009】第4発明は、第3発明の車両用無段変速機の制御装置において、(a) 前記走行用の動力源は、燃料の燃焼により駆動力を発生する内燃機関で、(b) 前記オイルポンプは、前記内燃機関によって回転駆動される機械式ポンプで、(c) 前記吐出量増大手段は、前記内燃機関のアイドル回転速度を上昇させて前記オイルポンプの吐出量を増大させるものであることを特徴とする。

【0010】第5発明は、第3発明または第4発明の車両用無段変速機の制御装置において、前記吐出量増大手段によって前記オイルポンプの吐出量が増大させられる前記急減速時は、制動時に車輪がロックしないように制動力を制御するアンチロックブレーキシステムの作動時であることを特徴とする。

【0011】第6発明は、第1発明～第5発明の何れかの車両用無段変速機の制御装置において、(a) 前記無段変速機は、一對のプーリに巻き掛けられて摩擦により動力伝達する伝動ベルトを有するベルト式のもので、(b) 前記プーリが前記伝動ベルトを挟圧するベルト挟圧力を制御する挟圧力制御装置と、(c) 制動時に車輪がロックしないように制動力を制御するアンチロックブレーキシステムの作動時には、前記挟圧力制御装置によって制御される前記ベルト挟圧力を増大させる挟圧力増大手段と、を有することを特徴とする。

【0012】第7発明は、第1発明～第6発明の何れかの車両用無段変速機の制御装置において、制動時に車輪がロックしないように制動力を制御するアンチロックブ

レーキシステムの作動時には、前記変速制御装置によって制御される前記無段変速機の変速比の変化速度を遅くする変速速度制限手段を有することを特徴とする。

【0013】第8発明は、第7発明の車両用無段変速機の制御装置において、前記走行用の動力源と前記駆動輪との間の動力伝達が遮断される遮断時には、その走行用の動力源と駆動輪との間で動力伝達が行われる動力伝達時に比較して、前記無段変速機の変速比の変化速度の制限が小さいことを特徴とする。

【0014】

【発明の効果】第1発明では、ABSの作動時には、変速制御装置による無段変速機の変速制御に際して入力軸回転速度および出力軸回転速度の少なくとも一方をなまし処理するようになっているため、ABSの作動に伴う出力軸回転速度の増減変化に起因する無段変速機の変速比の変動（ハンチング）が抑制され、変速比変化による車両のぎくしゃく感（変速ショック）が緩和される。その場合に、本発明では入力軸回転速度および出力軸回転速度の少なくとも一方をなまし処理して変速制御を行うため、ABSなどで推定車体速度を求めて変速制御を行う場合に比較して、装置が簡単且つ安価に構成される。

【0015】第2発明では、ABSの作動時には、変速制御装置による無段変速機のアップシフト（変速比の減少側変化）を制限するようになっているため、ABSの作動に伴う出力軸回転速度の増減変化に起因する無段変速機の変速比の変動（ハンチング）が抑制され、変速比変化による車両のぎくしゃく感（変速ショック）が緩和される。その場合に、本発明では無段変速機のアップシフトを制限するという簡単な方法であるため、ABSなどで推定車体速度を求めて変速制御を行う場合に比較して、装置が簡単且つ安価に構成される。また、ABSの作動時は車両の減速時であるため、基本的にアップシフトは必要なく、アップシフトを制限しても何等不都合がない一方、車両停止時には所定の停止時変速比（通常は最大変速比）まで戻す必要があるが、本発明ではアップシフトを制限するため、必ずしも停止時変速比までの戻し性能が損なわれることがない。

【0016】第3発明は、ベルト式無段変速機の変速制御やベルト挟圧力の制御が油圧によって行われる場合で、ABS作動時などの車両の急減速時には、その油圧を発生するオイルポンプの吐出量を増大させるようになっているため、例えば急減速によるイナーシャトルクに起因してベルト滑りが生じることを防止するためにベルト挟圧力を増大させたり、急減速に伴って急ダウンシフトを行ったりする場合に、作動油が不足してベルト滑りが生じることを確実に防止できる。また、作動油不足を回避するために必ずしも変速速度を制限する必要がないため、ダウンシフト時の変速速度が遅くなって車両停止時までには所定の停止時変速比まで戻すことができなくなるといった不都合を生じることがない。

【0017】第4発明では、内燃機関のアイドル回転速度を上昇させるだけで良いため、複雑な制御を行うことなく簡単にオイルポンプの吐出量を増大させることができる。

【0018】第6発明では、ABSの作動時には、挟圧力制御装置によって制御されるベルト挟圧力を増大させるようになっているため、ABSの作動による出力軸回転速度の増減に起因して発生する走行用動力源のイナーシャトルク、特に制動力低下に伴って駆動輪が車体速度に応じて回転させられる逆入力時のイナーシャトルクに起因して、伝動ベルトの滑りが発生することが好適に防止される。

【0019】第7発明では、ABSの作動時には、変速制御装置によって制御される無段変速機の変速比の変化速度（変速速度）が遅くされるため、ABSの作動に伴う出力軸回転速度の増減変化に起因する無段変速機の変速比の変動（ハンチング）が抑制され、変速比変化による車両のぎくしゃく感（変速ショック）が緩和されるとともに、変速に伴う作動油の消費量が低減されるため、作動油不足に起因するベルト滑りが好適に防止される。

【0020】第8発明では、遮断時には動力伝達時に比較して変速速度の制限が小さいが、無段変速機の入力側および出力側のうち遮断側のイナーシャが小さく、変速の際の負荷トルクが小さいため、例えば通常の変速速度でダウンシフトを行っても変速ショックやベルト滑りを発生する恐れはなく、速やかに停止時変速比（通常は最大変速比）まで戻すことができる。

【0021】

【発明の実施の形態】無段変速機としては、(a) 有効径が可変の入力側可変プーリおよび出力側可変プーリと、(b) それ等の可変プーリに巻き掛けられて摩擦力により動力伝達を行う伝動ベルトと、を有するベルト式無段変速機が好適に用いられるが、第1発明、第2発明の実施に際しては、トロイダル型無段変速機などの他の無段変速機にも適用され得る。ベルト挟圧力などの摩擦力の制御や変速制御は、例えば油圧シリンダなどの油圧制御で行うことが望ましい。

【0022】走行用の動力源としては、燃料の燃焼によって作動するガソリンエンジンやディーゼルエンジンなどの内燃機関、或いは電気エネルギーで作動する電動モータなど、種々の動力源を採用できる。内燃機関および電動モータの両方を走行用の動力源として備えていても良い。

【0023】変速制御装置は、例えば変速条件に従って目標変速比を求めて実際の変速比が目標変速比になるように制御したり、車速や出力軸回転速度などに応じて入力側の目標回転速度を求め、実際の入力軸回転速度が目標回転速度になるようにフィードバック制御したりするなど、種々の態様を採用できる。入力側の目標回転速度は目標変速比に対応し、必ずしも目標変速比そのものを

求める必要はない。

【0024】予め定められた変速条件は、例えばアクセル操作量などの運転者の出力要求量および車速（出力軸回転速度に対応）などの運転状態をパラメータとするマップや演算式などによって設定される。なお、常に自動的に変速比が制御される必要はなく、所定車速以上の走行中など一定の条件下で運転者が手動操作で任意に変速比を変更できるようになっていても良い。

【0025】アンチロックブレーキシステムは、例えばブレーキペダルなどのブレーキ操作部材が操作されてホイールシリンダにより油圧で車輪に制動力が発生させられた場合に、その車輪がロックしないようにブレーキ油圧を制御するように構成されるが、ジェネレータを用いて制動力を発生するものなど種々のアンチロックブレーキシステムを採用できる。

【0026】第1発明のなまし手段は、入力軸回転速度および出力軸回転速度のうち変速制御に関与する少なくとも一方をなまし処理するように構成される。例えば、実際の出力軸回転速度に基づいて予め定められた変速条件（マップなど）に従って目標回転速度を算出し、実際の入力軸回転速度が目標回転速度になるようにそれ等の偏差に応じてフィードバック制御する場合は、入力軸回転速度および出力軸回転速度が何れも変速制御に関与しているため、どちらをなまし処理するようにしても良いが、実際にABSで回転速度が増減変化する出力軸回転速度をなまし処理することが望ましい。両方をなまし処理することも勿論可能である。また、なまし処理は、例えば所定時間（サンプリング数）の移動平均などを用いるようにすれば良い。

【0027】第2発明のアップシフト制限手段は、アップシフトを完全に禁止するものでも良いが、アップシフト幅や変速速度に上限ガードを設けるだけでも良いなど、種々の態様を採用できる。

【0028】第3発明の変速制御装置は、例えば入力側可変プーリの溝幅を変化させて変速比を制御する場合、ダウンシフト時には入力側可変プーリから作動油をドレーンさせて溝幅を大きくすることになり、その点では作動油の消費量が增大することはないが、アップシフト時の供給路とダウンシフト時の排出路とが別々に設けられているとともに、油漏れによる変速比変化を防ぐために供給路に常に所定の油圧を付与するようになっている場合、ダウンシフト時に作動油がドレーンされると、それに伴って供給路からも作動油がドレーンされてしまうため、ダウンシフト時でも作動油の消費量が増大し、本発明が好適に適用される。要するに、車両の急減速時の変速制御（ダウンシフト）で作動油の消費量が増大する場合に本発明は好適に適用され得るのである。

【0029】第3発明のオイルポンプは、例えば第4発明のように内燃機関によって回転駆動される機械式ポンプにて構成されるが、走行用動力源の作動とは別個に制

御される電動式のオイルポンプであっても、電気消費量を節減するために必要最小限の吐出量に制御されるのが普通であるため、本発明が好適に適用され得る。

【0030】また、第3発明の吐出量増大手段は、オイルポンプの回転速度が高くて吐出量が多ければ問題ないため、その回転速度（第4発明では内燃機関の回転速度）が所定値以下の場合だけ吐出量の増大制御を行うなど、他の実行条件が設けられても良い。

【0031】第3発明の挟圧力制御装置は、例えば伝達トルクに対応するアクセル操作量などの運転者の出力要求量やエンジン出力、および変速比等の運転状態をパラメータとして予め定められた挟圧力制御条件（マップや演算式など）に基づいてベルト挟圧力を制御するように構成される。

【0032】第5発明ではABSの作動時にオイルポンプの吐出量が増大させられるが、ABS作動時以外でも作動油不足でベルト滑りを生じる可能性があるため、所定の急減速時、例えばブレーキ操作力などのブレーキ要求量やブレーキ油圧など制動力に関与する所定の物理量が予め定められた設定値を超えたら吐出量増大手段によって吐出量を増大させるようにしても良い。

【0033】第7発明の変速速度制限手段は、例えば変速時の作動油の流量を制御する電磁弁のデューティ比に一定のガード（制限値）を設けるように構成されるが、その制限値は車両停止時まで停止時変速比まで戻すことができるように設定される。入力軸回転速度などの運転状態をパラメータとして制限値が変更されるようにしても良い。入力軸回転速度が高い場合はオイルポンプ消費量は問題とならないため、変速速度の制限は小さくて良い。

【0034】第8発明では、例えば動力源と無段変速機との間の動力伝達が遮断されるように構成されるが、無段変速機と駆動輪との間の動力伝達が遮断されるようになっていても良い。また、遮断時の制限は0、すなわち通常の変速速度で制御する場合を含む。

【0035】以下、本発明の実施例を図面を参照しつつ詳細に説明する。図1は、本発明が適用された車両用駆動装置10の骨子図である。この車両用駆動装置10は横置き型で、FF（フロントエンジン・フロントドライブ）型車両に好適に採用されるものであり、走行用の動力源として用いられる内燃機関としてエンジン12を備えている。エンジン12の出力は、トルクコンバータ14から前後進切換装置16、ベルト式の無段変速機（CVT）18、減速歯車20を介して差動歯車装置22に伝達され、左右の駆動輪24L、24Rへ分配される。

【0036】トルクコンバータ14は、エンジン12のクランク軸に連結されたポンプ翼車14p、およびタービン軸34を介して前後進切換装置16に連結されたタービン翼車14tを備えており、流体を介して動力伝達を行うようになっている。また、それ等のポンプ翼車1

4pおよびタービン翼車14tの間にはロックアップクラッチ26が設けられ、それ等を一体的に連結して一体回転させることができるようになっている。上記ポンプ翼車14pには、無段変速機18を変速制御したりベルト挟圧力を発生させたり、或いは各部に潤滑油を供給したりするための油圧を発生する機械式のオイルポンプ28が設けられている。

【0037】前後進切換装置16は、ダブルベニオン型の遊星歯車装置にて構成されており、トルクコンバータ14のタービン軸34はサンギヤ16sに連結され、無段変速機18の入力軸36はキャリア16cに連結されている。そして、キャリア16cとサンギヤ16sとの間に配設されたクラッチ38が係合させられると、前後進切換装置16は一体回転させられてタービン軸34が入力軸36に直結され、前進方向の駆動力が駆動輪24R、24Lに伝達される。また、リングギヤ16rとハウジングとの間に配設されたブレーキ40が係合させられるとともに上記クラッチ38が開放されると、入力軸36はタービン軸34に対して逆回転させられ、後進方向の駆動力が駆動輪24R、24Lに伝達される。

【0038】無段変速機18は、上記入力軸36に設けられた有効径が可変の入力側可変プーリ42と、出力軸44に設けられた有効径が可変の出力側可変プーリ46と、それ等の可変プーリ42、46に巻き掛けられた伝動ベルト48とを備えており、可変プーリ42、46と伝動ベルト48との間の摩擦力を介して動力伝達が行われる。可変プーリ42、46はそれぞれV溝幅が可変で、油圧シリンダを備えて構成されており、入力側可変プーリ42の油圧シリンダの油圧が変速制御回路50（図2参照）によって制御されることにより、両可変プーリ42、46のV溝幅が変化して伝動ベルト48の掛かり径（有効径）が変更され、変速比 γ （＝入力軸回転速度 N_{IN} ／出力軸回転速度 N_{OUT} ）が連続的に変化させられる。

【0039】図4は、上記変速制御回路50の一例で、変速比 γ を小さくするアップシフト用の電磁弁52および流量制御弁54と、変速比 γ を大きくするダウンシフト用の電磁弁56および流量制御弁58とを備えている。そして、アップシフト用の電磁弁52がCVTコントローラ80（図2参照）によりデューティ制御されると、モジュレータ圧PMを減圧した所定の制御圧 P_{V0} が流量制御弁54に出力され、その制御圧 P_{V0} に対応して調圧されたライン圧PLが供給路60から入力側可変プーリ42の油圧シリンダに供給されることにより、そのV溝幅が狭くなって変速比 γ が小さくなる。また、ダウンシフト用の電磁弁56がCVTコントローラ80によりデューティ制御されると、モジュレータ圧PMを減圧した所定の制御圧 P_{V0} が流量制御弁58に出力され、その制御圧 P_{V0} に対応してドレーンポート58dが開かれることにより、入力側可変プーリ42内の作動油が排出

路62から所定の流量でドレーンされてV溝幅が広くなり、変速比 γ が大きくなる。なお、変速比 γ が略一定で入力側可変プーリ42に対する作動油の供給が必要ない場合でも、油漏れによる変速比変化を防止するため、流量制御弁54は所定の流通断面積でライン油路64と供給路60とを連通させ、所定の油圧を作用させるようになっている。

【0040】また、出力側可変プーリ46の油圧シリンダの油圧は、伝動ベルト48が滑りを生じないように、挟圧力制御回路70（図2参照）により調圧制御される。図5は、挟圧力制御回路70の一例で、前記オイルポンプ28によりオイルタンク72から汲み上げられた作動油は、リニアソレノイド弁74に供給されるとともに、挟圧力制御弁76を経て出力側可変プーリ46の油圧シリンダに供給される。リニアソレノイド弁74は、CVTコントローラ80によって励磁電流が連続的に制御されることにより、オイルポンプ28から供給された作動油の油圧を連続的に調圧して、制御圧 P_s を挟圧力制御弁76に出力するもので、挟圧力制御弁76から出力側可変プーリ46の油圧シリンダに供給される作動油の油圧 P_0 は、制御圧 P_s が高くなるに従って上昇させられ、それに伴ってベルト挟圧力すなわち可変プーリ42、46と伝動ベルト48との間の摩擦力が増大させられる。

【0041】リニアソレノイド弁74にはまた、カットバック弁78のON時に制御圧 P_s がフィードバック室74aに供給される一方、カットバック弁78のOFF時には、その制御圧 P_s の供給が遮断されてフィードバック室74aが大気開放されるようになっており、カットバック弁78のON時にはOFF時よりも制御圧 P_s 、更には油圧 P_0 の特性が低圧側へ切り換えられる。カットバック弁78は、前記トルクコンバータ14のロックアップクラッチ26のON（係合）時に、図示しない電磁弁から信号圧 P_{ON} が供給されることによりONに切り換えられるようになっている。

【0042】図2のCVTコントローラ80はマイクロコンピュータを含んで構成されており、RAMの一時記憶機能を利用しつつROMに予め記憶されたプログラムに従って信号処理を行うことにより、上記無段変速機18の変速制御や挟圧力制御を行うもので、ABS（アンチロックブレーキシステム）82から作動中か否かに関する情報を取り込むとともに、シフトポジションセンサ83、アクセル操作量センサ84、エンジン回転速度センサ86、出力軸回転速度センサ88、入力軸回転速度センサ90、油温センサ92、油圧センサ94などから、それぞれシフトレバーのシフトポジション P_{SH} 、アクセルペダルの操作量 θ_{ACC} 、エンジン回転速度NE、出力軸回転速度 N_{OUT} （車速Vに対応）、入力軸回転速度 N_{IN} 、油圧回路の油温 T_0 、出力側可変プーリ46の油圧 P_0 などを表す信号が供給されるようになって

いる。

【0043】ABS 82は、ブレーキペダルが踏み操作されることによって発生させられるブレーキ油圧で前記駆動輪24L、24Rを含む車輪に制動力が発生させられた場合に、各車輪の回転速度を検出してそれ等の車輪がスリップ状態か否かを判断し、スリップ状態の場合にはロックしないようにブレーキ油圧を強制的に低下させるもので、できるだけ高い制動性能が得られるようにブレーキ油圧を増減制御する。シフトレバーは運転者によって選択操作されるもので、シフトポジション P_{SH} として前進走行用のDレンジ、後進走行用のRレンジ、動力伝達を遮断するNレンジ、駐車用のPレンジなどを備えている。そして、Dレンジへ操作されると、前記前後進切換装置16のブレーキ40が開放されるとともにクラッチ38が係合させられ、Rレンジへ操作されるとクラッチ38が開放されるとともにブレーキ40が係合させられ、NレンジおよびPレンジへ操作されるとクラッチ38およびブレーキ40が共に開放されて動力伝達が遮断される。なお、Pレンジでは、メカニカルパーキングロック機構により駆動輪24R、24Lの回転が機械的に阻止されるようになっている。

【0044】また、上記CVTコントローラ80は、図3に示すように機能的に変速制御手段100、挟圧力制御手段102、およびABS作動時補正手段104を備えている。変速制御手段100は、図7に示すように運転者の出力要求量を表すアクセル操作量 θ_{ACC} および車速 V （出力軸回転速度 $NOUT$ に対応）をパラメータとして予め定められた変速マップから入力側の目標回転速度 N_{INT} を算出し、実際の入力軸回転速度 N_{IN} が目標回転速度 N_{INT} と一致するように、それ等の偏差に応じて無段変速機18の変速制御、具体的には変速制御回路50の電磁弁52、56をフィードバック制御して、入力側可変プーリ42の油圧シリンダに対する作動油の供給、排出を制御する。図7のマップは変速条件に相当するもので、車速 V が小さくアクセル操作量 θ_{ACC} が大きい程大きな変速比 γ になる目標回転速度 N_{INT} が設定されるようになっている。また、車速 V は出力軸回転速度 $NOUT$ に対応するため、入力軸回転速度 N_{IN} の目標値である目標回転速度 N_{INT} は目標変速比に対応し、無段変速機18の最小変速比 γ_{min} と最大変速比 γ_{max} の範囲内で定められている。上記変速マップは、CVTコントローラ80のマップ記憶装置（ROMなど）106に予め記憶されている。本実施例では、変速制御手段100および変速制御回路50を含んで変速制御装置が構成されている。

【0045】挟圧力制御手段102は、図6に示すように伝達トルクに対応するアクセル操作量 θ_{ACC} および変速比 γ をパラメータとしてベルト滑りが生じないように予め定められた必要油圧（ベルト挟圧力に相当）のマップに従って、挟圧力制御回路70のリニアソレノイド弁

74に対する励磁電流を制御することにより、無段変速機18のベルト挟圧力、具体的には出力側可変プーリ46の油圧シリンダの油圧 P_0 を調圧制御する。必要油圧すなわちベルト挟圧油圧を P_B とすると、入力トルク T_{IN} 、摩擦係数 μ 、入力側可変プーリ42のベルト掛かり径 R 、プーリ面積 A を用いて基本的に次式(1)で表され、入力トルク T_{IN} およびベルト掛かり径 R はそれぞれ上記アクセル操作量 θ_{ACC} 、変速比 γ に対応するもので、図6の必要油圧マップはかかる(1)式に基づいて定められている。(1)式の α は、制御誤差などを考慮した安全率を加味した定数で、1.0よりも大きな値である。図6の必要油圧マップは挟圧力制御条件に相当し、前記変速マップと同様にCVTコントローラ80のマップ記憶装置106に予め記憶されている。なお、アクセル操作量 θ_{ACC} の代わりにエンジン12のスロットル弁開度やトルクなどを用いることもできる。本実施例では、挟圧力制御手段102および挟圧力制御回路70を含んで挟圧力制御装置が構成されている。

$$P_B = (T_{IN} / \mu \cdot R \cdot A) \times \alpha \quad \cdots (1)$$

【0046】ABS作動時補正手段104は、ABS 82の作動時に上記変速制御手段100による変速制御、挟圧力制御手段102によるベルト挟圧力制御、およびエンジンECU（電子制御ユニット）108によるエンジン出力制御を補正するもので、具体的には図8のフローチャートに従って信号処理を行う。CVTコントローラ80によって実行される一連の信号処理のうち図8のステップS2、S3を実行する部分はなまし手段として機能し、ステップS4を実行する部分は変速速度制限手段として機能し、ステップS5を実行する部分はアップシフト制限手段として機能し、ステップS7を実行する部分は吐出量増大手段として機能し、ステップS8を実行する部分は挟圧力増大手段として機能している。

【0047】図8のフローチャートは所定のサイクルタイムで繰り返し実行され、ステップS1では、ABS 82から取り込んだ情報によりABS 82が作動中か否か、すなわち車輪が所定のスリップ状態でブレーキ油圧の増減制御が継続中か否かを判断し、作動中でなければそのまま終了するが、ABS 82が作動中の場合はステップS2以下を実行する。ステップS2では、出力軸回転速度センサ88から取り込んだ出力軸回転速度 $NOUT$ のなまし処理を行い、ステップS3では、入力軸回転速度センサ90から取り込んだ入力軸回転速度 N_{IN} のなまし処理を行う。これ等のなまし処理は、例えば予め定められた一定時間或いは一定のサンプリング数の移動平均を算出するもので、前記変速制御手段100による変速制御は、このなまし処理した出力軸回転速度および入力軸回転速度を用いて行われる。これにより、ABS 82の作動に伴う出力軸回転速度 $NOUT$ の増減に起因する無段変速機18の変速比 γ の変動（ハンチング）が抑制され、変速が安定化する。

【0048】ステップS4では、図9のフローチャートに従ってダウンシフト、すなわち変速比 γ を大きくする方向の変速の変化速度（変速速度）を制限することにより、ABS82の作動に伴う出力軸回転速度NOUTの増減変化に起因する無段変速機18の変速比 γ の変動（ハンチング）を抑制する。また、ダウンシフト時に入力側可変プーリ42内の作動油が排出路62から流量制御弁58を経てドレーンされると、流量制御弁54を介して供給路60に連通させられているライン油路64内の作動油もドレーンされて消費量が増大するが、流量制御弁58の開度、すなわちダウンシフトの変化速度を制限することにより、ライン油路64内の作動油の消費量を低減して所定の油圧を確保する。

【0049】図9のステップS4-1では、シフトポジションセンサ83によって検出されるシフトポジション P_{SH} がNレンジか否かを判断し、Nレンジの場合はステップS4-2以下を実行し、Nレンジ以外の場合はステップS4-4以下を実行する。ステップS4-2では、前記変速制御手段100によって制御されるダウンシフト用の電磁弁56のデューティ比 Q_{SC} が、予め定められた上限値 Q_{ABSN} よりも大きいかな否かを判断し、 $Q_{SC} > Q_{ABSN}$ の場合はステップS4-3で $Q_{SC} = Q_{ABSN}$ として上限ガードを設けるが、 $Q_{SC} \leq Q_{ABSN}$ の場合はそのまま終了する。デューティ比 Q_{SC} は、前記目標回転速度 N_{INT} と実際の入力軸回転速度 N_{IN} との偏差に応じて、予め定められたフィードバック制御の演算式に従って求められるもので、流量制御弁58の開度すなわちダウンシフトの変速速度に対応する物理量であり、Nレンジの場合はエンジン12やトルクコンバータ14などのイナーシャが無段変速機18に影響しない遮断時であるため、上記上限値 Q_{ABSN} として100%が設定され、実質的に制限無しでダウンシフトが速やかに行われる。

【0050】一方、Nレンジ以外の場合、具体的にはDレンジやRレンジの場合に実行されるステップS4-4では、電磁弁56のデューティ比 Q_{SC} が、予め定められた上限値 Q_{ABS} よりも大きいかな否かを判断し、 $Q_{SC} > Q_{ABS}$ の場合はステップS4-5で $Q_{SC} = Q_{ABS}$ として上限ガードを設けるが、 $Q_{SC} \leq Q_{ABS}$ の場合はそのまま終了する。DレンジやRレンジでは、エンジン12やトルクコンバータ14などのイナーシャが無段変速機18に作用する動力伝達時であるため、そのイナーシャによって変速時にベルト滑りや変速ショックが生じないように、上限値 Q_{ABS} として例えば60%等の値が設定され、デューティ比 Q_{SC} すなわち変速速度を制限する。この上限値 Q_{ABS} が小さ過ぎると、車両停止時まで所定の停止時変速比（通常は最大変速比 γ_{max} ）まで戻すことができなくなるため、油圧低下によるベルト滑りを防止できる範囲でできるだけ大きい値に設定される。

【0051】図8に戻って、次のステップS5では、アップシフト、すなわち変速比 γ を小さくする方向の変速の変化速度（変速速度）を制限する。ABS82の作動に伴って出力軸回転速度NOUTが増減させられることにより、その増大時にアップシフトが行われるが、車両の減速時には、図7の変速マップから明らかなように基本的にアップシフトを行う必要はないため、本実施例では前記変速制御手段100によって制御されるアップシフト用の電磁弁52のデューティ比を0%にしたりフィードバックゲインを0にするなどして、実質的にアップシフトを禁止する。これにより、ABS82の作動に伴う出力軸回転速度NOUTの増減に起因する無段変速機18の変速比 γ の変動（ハンチング）が抑制される。

【0052】ステップS6では、アクセル操作量 θ_{acc} が0%のコスト走行時に前記エンジンECU108によって行われるフューエルカット（エンジン12に対する燃料の供給停止）を急復帰させ、エンジン12に対する燃料供給を再開して自力回転させる。ABS作動中は一般にコスト走行時で、所定車速以上ではフューエルカットされているのが普通である。また、ステップS7では、同じくエンジンECU108を介してアイドル回転速度制御弁（ISCバルブ）の開度を通常よりも増大させることにより、アクセル操作量 θ_{acc} が0%の場合のアイドル回転速度を通常よりも高くし、オイルポンプ28の吐出量を増大させて変速に起因する油圧低下を抑制する。これにより、前記ステップS4でダウンシフトの変速速度をそれ程低下させることなくベルト挟圧に必要な油圧を確保できるようになり、車両停止時に変速比 γ を停止時変速比まで戻すベルト戻し性能との両立を図ることができる。なお、エンジン12が電子スロットル式の場合、その電子スロットル弁を開制御してアイドル回転速度を増大させるようにしても良い。

【0053】ステップS8では、前記挟圧力制御手段102によって制御されるベルト挟圧力、すなわち出力側可変プーリ46の油圧シリンダの油圧 P_o を所定割合、或いは所定値だけ増大させる。これにより、エンジン12やトルクコンバータ14などのイナーシャに起因して変速時にベルト滑りが生じることを一層確実に防止できる。

【0054】図10の実線は、上記ABS作動時補正手段104によって補正制御が行われた場合の各パラメータの変化傾向を示すタイムチャートで、破線はABS作動時補正手段104による補正制御を行わない場合のタイムチャートである。また、出力軸回転速度NOUTの欄に示す一点鎖線は、車体速度を表している。

【0055】このように、本実施例では、ABS82の作動時には、変速制御手段100による無段変速機18の変速制御に際して、ステップS2およびS3で出力軸回転速度NOUTおよび入力軸回転速度 N_{IN} の両方をなまし処理するようになっているため、ABS82の作

動に伴う出力軸回転速度NOU_Tの増減変化に起因する無段変速機18の変速比 γ の変動が抑制され、変速比変化による車両のぎくしゃく感(変速ショック)が緩和される。その場合に、入力軸回転速度NINおよび出力軸回転速度NOU_Tをなまし処理して変速制御を行うため、ABS82などで推定車体速度を求めて変速制御を行う場合に比較して、装置が簡単且つ安価に構成される。

【0056】また、ABS82の作動時には、ステップS5で変速制御手段100による無段変速機18のアップシフトを禁止するようになっているため、ABS82の作動に伴う出力軸回転速度NOU_Tの増減変化に起因する無段変速機18の変速比 γ の変動が抑制され、変速比変化による車両のぎくしゃく感(変速ショック)が緩和される。また、ABS82の作動時は車両の減速時であるため、基本的にアップシフトは必要でなく、アップシフトを禁止しても何等不都合がない。

【0057】また、ABS82の作動時には、ステップS8で挟圧力制御手段102によって制御されるベルト挟圧力を増大させるようになっているため、ABS82の作動による出力軸回転速度NOU_Tの増減に起因して発生するエンジン12やトルクコンバータ14のイナーシャトルク、特に制動力低下に伴って駆動輪24R、24Lが車体速度に応じて回転させられる逆入力時のイナーシャトルクに起因して、伝動ベルト48の滑りが発生することが好適に防止される。

【0058】また、ABS82の作動時には車両の急減速に伴って急ダウンシフトが行われ、そのダウンシフト時に入力側可変プーリ42内の作動油が排出路62から流量制御弁58を経てドレーンされると、流量制御弁54を介して供給路60に所定の流通断面積で連通させられているライン油路64内の作動油もドレーンされて消費量が増大するが、ステップS7でアイドル回転速度が上昇させられてオイルポンプ28の吐出量が増大させられるため、作動油不足で油圧が低下してベルト滑りを生じることが防止される。特に、本実施例ではエンジン12のアイドル回転速度を上昇させるだけで良いため、複雑な制御を行うことなく簡単にオイルポンプ28の吐出量を増大させることができる。

【0059】また、ABS82の作動時には、ステップS4でダウンシフトの変速速度が遅くされるため、ABS82の作動に伴う出力軸回転速度NOU_Tの増減変化に起因する無段変速機18の変速比 γ の変動が抑制され、変速比変化による車両のぎくしゃく感(変速ショック)が緩和されるとともに、変速に伴う作動油の消費量が低減されるため、作動油不足に起因するベルト滑りが好適に防止される。その場合に、本実施例ではオイルポンプ28の吐出量を増大させるようになっているため、作動油不足を回避するためにダウンシフトの変速速度を大幅に制限する必要がなく、車両停止時まで所定の停

止時変速比まで戻すベルト戻し性能を損なうことなく作動油不足を解消できる。

【0060】また、動力伝達遮断されるNレンジでは入力側のイナーシャが小さく、通常の変速速度でダウンシフトを行っても変速ショックやベルト滑りを発生する恐れがなく、本実施例では実質的に変速速度を制限することなく通常の変速速度でダウンシフトが行われるため、Nレンジでは無段変速機18の変速比 γ が速やかに停止時変速比まで戻される。

【0061】なお、上記実施例ではステップS4のダウンシフトの変速速度だけ動力伝達時(DレンジまたはRレンジ)か遮断時(Nレンジ)か場合分けし、動力伝達時だけ変速速度を制限するようになっていたが、遮断時にはエンジン12やトルクコンバータ14のイナーシャが影響しないため変速ショックやベルト滑りが発生し難く、ステップS2～S8の総てについて、動力伝達時(DレンジまたはRレンジ)か遮断時(Nレンジ)か場合分けし、動力伝達時だけ実施するようにしても良い。

【0062】以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、これはあくまでも一実施形態であり、本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明が適用された車両用駆動装置の骨子図である。

【図2】図1の車両用駆動装置における無段変速機の制御系統を説明するブロック線図である。

【図3】図2のCVTコントローラが備えている機能を説明するブロック線図である。

【図4】図2の変速制御回路の具体例を示す回路図である。

【図5】図2の挟圧力制御回路の具体例を示す回路図である。

【図6】図3の挟圧力制御手段によって行われるベルト挟圧力制御において必要油圧を求める際に用いられる必要油圧マップの一例を示す図である。

【図7】図3の変速制御手段によって行われる変速制御において目標回転速度NINTを求める際に用いられる変速マップの一例を示す図である。

【図8】図3のABS作動時補正手段によって実行される信号処理の具体的内容を説明するフローチャートである。

【図9】図8のステップS4の具体的内容を説明するフローチャートである。

【図10】ABS作動時の無段変速機の制御に関する各部のパラメータの変化傾向を示すタイムチャートである。

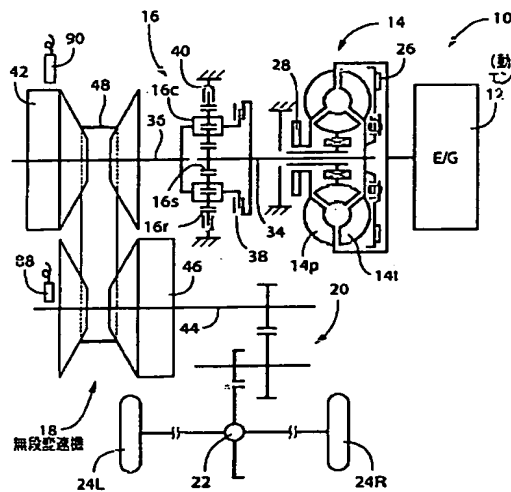
【符号の説明】

12：エンジン(動力源、内燃機関) 18：ベルト式無段変速機
28：オイルポンプ 50：変速制

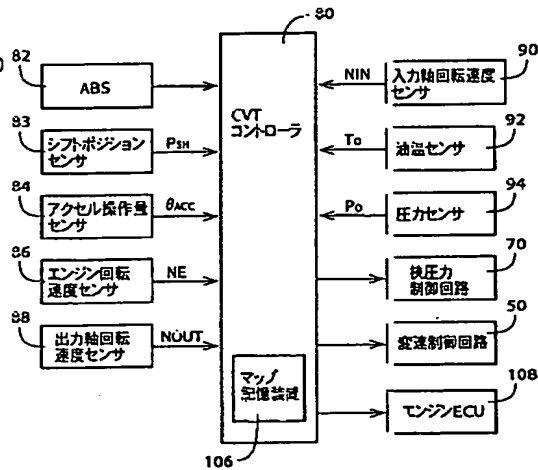
御回路(変速制御装置) 70: 挟圧力制御回路(挟
圧力制御装置) 80: CVTコントローラ 8
2: ABS(アンチロックブレーキシステム) 10
0: 変速制御手段(変速制御装置) 102: 挟圧力
制御手段(挟圧力制御装置) 104: ABS作動時
補正手段

ステップS2、S3: なまし手段
ステップS4: 変速速度制限手段
ステップS5: アップシフト制限手段
ステップS7: 吐出量増大手段
ステップS8: 挟圧力増大手段

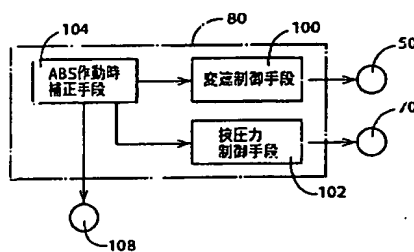
【図1】



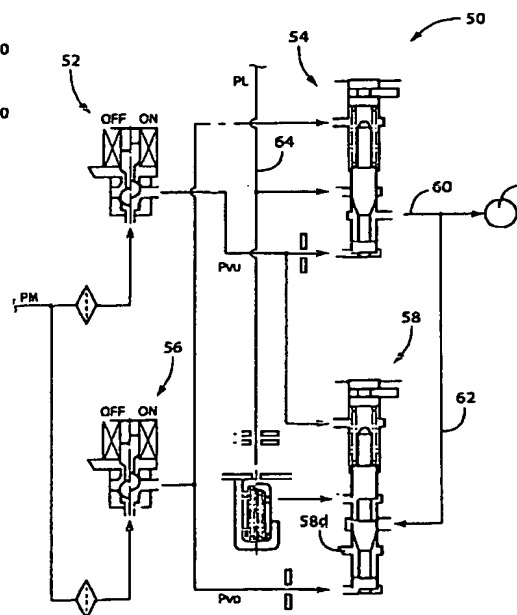
【図2】



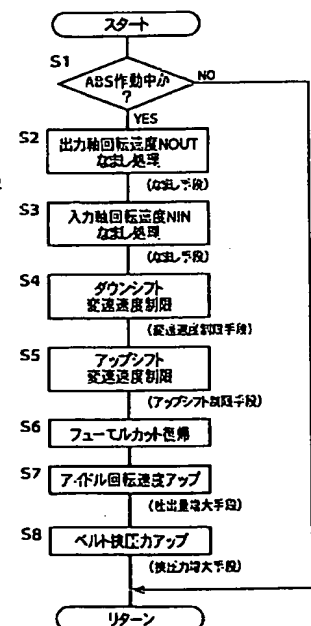
【図3】



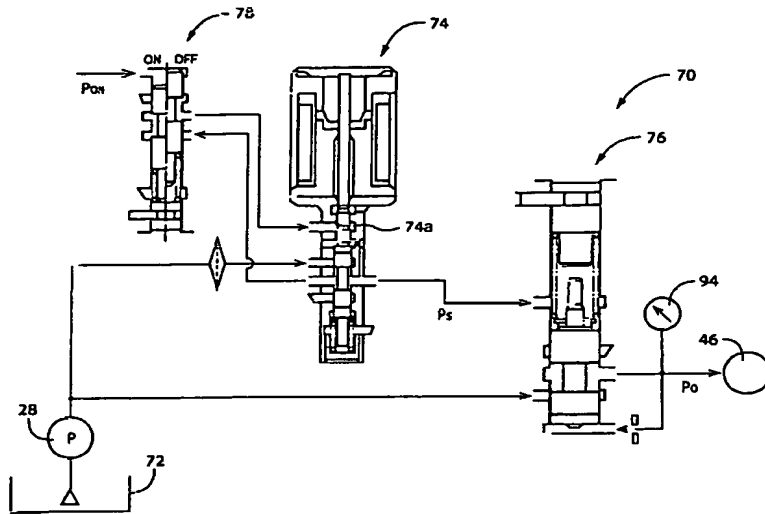
【図4】



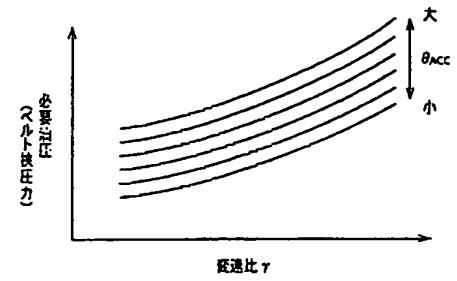
【図8】



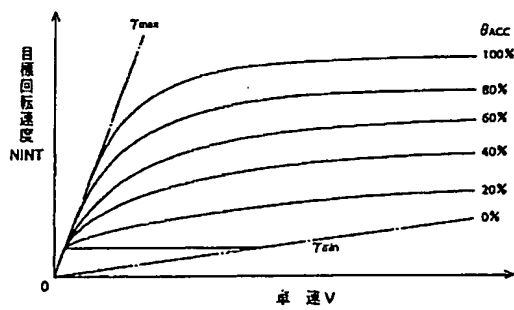
【図5】



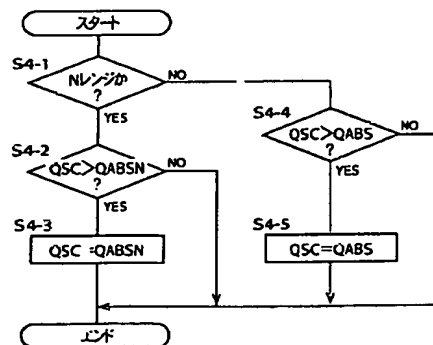
【図6】



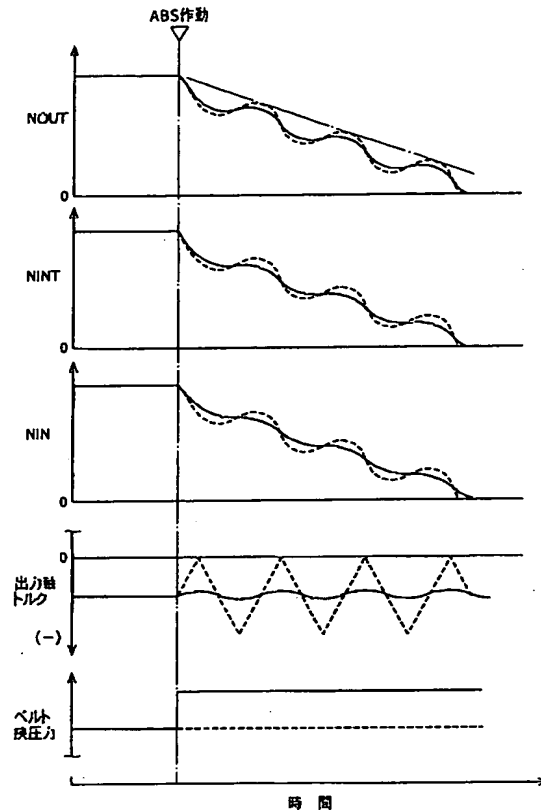
【図7】



【図9】



【図10】



フロントページの続き

(72)発明者 松尾 賢治
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 安江 秀樹
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 田村 忠司
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 井上 大輔
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 山本 良明
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 近藤 宏紀
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 服部 勇仁
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 佐用 正一
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

Fターム(参考) 3J552 MA07 MA09 MA12 MA26 NA01
NB01 NB05 NB08 PA02 PA12
PA65 QA24C QA30B QB01
RB19 RB20 RB26 SA32 SA36
SA59 SB12 SB21 TA01 TB11
TB20 UA06 UA07 UA09 VA18Z
VA32W VA32Y VA37W VA50Z
VA62Z VA74Y VB17W VC01Z
VD02Z